

51

Int. Cl.:

F 16 d, 33/02

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

zu 605507 (6)

DEUTSCHES PATENTAMT



52

Deutsche Kl.: 47 c, 33/02

= FR 1452 892 v. 16.9.66
= GM 1950 904 vom 12.12.66
= GB 1146 840 v. 26.3.69

10

11

Offenlegungsschrift 1 600 062

21

Aktenzeichen: P 16 00 062.7 (S 105224)

22

Anmeldetag: 5. August 1966

43

Offenlegungstag: 2. Januar 1970

Ausstellungspriorität: —

30

Unionspriorität

32

Datum: 5. August 1965

33

Land: Frankreich

31

Aktenzeichen: 27331

54

Bezeichnung: Hydraulische Kupplung

61

Zusatz zu: —

32

Ausscheidung aus: —

71

Anmelder: Société Anonyme Francaise du Ferodo, Paris

Vertreter:

Fincke, Dr.-Ing. Hans; Bohr, Dipl.-Ing. Herbert;
Staeger, Dipl.-Ing. Sigurd; Patentanwälte, 8000 München

72

Als Erfinder benannt: Maurice, Jean, Paris

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): 7. 6. 1968

BEST AVAILABLE COPY

11 1000004

PATENTANWÄLTE
DR.-ING. H. FINCKE
DIPL.-ING. H. BOHR
DIPL.-ING. S. STAEGER

Fernruf: 22 49 41

368060

8 MÜNCHEN 8,
Müllerstraße 31

- 5. AUG. 1966
1600062

DA Expl.

M 6788

B e s c h r e i b u n g

zum Patentgesuch

der Firma SOCIETE ANONYME FRANCAISE DU PERODO

Paris / Frankreich

betreffend

"Hydraulische Kupplung"

Priorität: 5. August 1965 - FRANKREICH

Die Erfindung betrifft hydraulische Kupplungen mit einem Pumpenrad und einem Turbinenrad, die je mit radialen Schaufeln versehen sind und gemeinsam eine Arbeitskammer begrenzen, in welcher sich eine Arbeitsflüssigkeit befindet.

Bei den hydraulischen Kupplungen herkömmlicher Art ist es schwierig, die Erfordernisse, welche diesen Kupplungen Rechnung tragen sollen, zu vereinbaren, nämlich ein hoher Wirkungsgrad bei geringem Schlupf, d.h. bei normalem Betrieb bzw. bei normaler Drehzahl, und ein geringes Drehmomentübertragungsvermögen bei starkem Schlupf, d.h. beim Anfahren bzw. Anlaufen und insbesondere bei einer Überlastung (au calage).

909881/0839

M 6788

Es wurden bereits verschiedene Versuche gemacht, diese Schwierigkeit auf ein Mindestmaß herabzusetzen. Der bekannteste besteht darin, in der Mittelzone des Pumpenrades eine sogenannte Aufnehmerkammer vorzusehen, welche die Aufgabe hat, beim Anfahren bzw. Anlaufen einen nicht vernachlässigbaren Teil der Arbeitsflüssigkeit zurückzuhalten, wodurch das Überlastungsdrehmoment wirksam herabgesetzt wird. Bei geringem Schlupf, d.h. wenn das Pumpenrad und das Turbinenrad ihre volle Drehzahl erreicht haben, befindet sich diese Kammer unter der Wirkung der Fliehkraft ausserhalb des Kreislaufs, so daß die gesamte Arbeitsflüssigkeit am Kupplungsvorgang teilnimmt und daher der Wirkungsgrad hoch ist.

Bei einer solchen Anordnung findet jedoch ein beträchtlicher Abfall des Drehmoments bei Zwischenschlupfvorgängen zwischen der Überlastung und dem normalen Drehmoment statt, was entweder eine unregelmässige Beschleunigung der angetriebenen Maschine oder eine Beschränkung der Drehzahl derselben auf niedrige Werte bei einem starken Schlupf und daher eine übermässige Erwärmung der Arbeitsflüssigkeit zur Folge hat.

Ferner wurden verschiedene Arten von Umlenkorganen (déflecteur d'arrêt) vorgeschlagen, welche die Aufgabe haben, das Drehmoment bei starkem Schlupf herabzusetzen, jedoch eignet sich ein Umlenkorgan von gegebenen Eigenschaften nur bei einem

M 6788

bestimmten Füllungsgrad, d.h. bei einer bestimmten zu übertragenden Leistung. Es besteht daher die Notwendigkeit, das Umlenkorgan zur Anpassung der Kupplung an verschiedene Gebrauchsbedingungen auszuwechseln, was ein vollständiges Auseinanderbauen der Kupplung notwendig macht. Ausserdem erhöhen von einem bestimmten Durchmesser ab diese Umlenkorgane in nicht vernachlässigbarer Weise den Schlupf bei normalem Betrieb, wodurch der Wirkungsgrad der mit ihnen ausgerüsteten Kupplungen beeinträchtigt wird.

Gegenstand der Erfindung ist eine hydraulische Kupplung, welche den vorerwähnten Erfordernissen unabhängig von ihrem Füllungsgrad Rechnung trägt.

Eine erfindungsgemässe hydraulische Kupplung besitzt ein Pumpenrad und ein Turbinenrad, die je mit radialen Schaufeln versehen sind und gemeinsam eine Arbeitskammer begrenzen, in welcher sich eine Arbeitsflüssigkeit befindet, wobei sich die Schaufeln des Pumpenrades nur bis zur Aussenseite eines ringförmigen Ableitteils, der nachfolgend als Ableitring bezeichnet wird, erstrecken, dessen Aussenwand senkrecht zur Achse Querschnitte aufweist, die in der Richtung zum Innenprofil des Pumpenrades fortschreitend zunehmen, und mit einem Querschnitt von einem Durchmesser wie das erwähnte Profil endet, das den Arbeitskreislauf der Arbeitsflüssigkeit

N 6788

4

begrenzt, und über den erwähnten Durchmesser hinaus in der Richtung zur Achse der Kupplung verlängert ist, wobei eine ringförmige Verbindung zwischen der Innenwand des Pumpenrades und dem erwähnten Ring vorgesehen ist und das Innenvolumen des Ringes einen Ableitkanal bildet, der durch eine mehr oder weniger grosse Sackaufnahmekammer verlängert werden kann.

Auf diese Weise wird bei Zwischenschlupfvorgängen eine beschleunigte Entleerung des Ableitkanals und/oder der Aufnahmekammer infolge des Unterdrucks erzielt, welcher an der Stelle der ringförmigen Verbindung durch den Kreislauf längs der Aussenwand des Ableitrings erzeugt wird, und infolge der Verlängerung des Profils des Pumpenrades über den Ableitring hinaus.

Die Aussenwand des Ableitrings kann kegelstumpfförmig oder profiliert über eine geeignete, beispielsweise ringförmige, Fläche sein und die ringförmige Verbindung hat vorzugsweise eine axiale Abmessung, die höchstens gleich der Hälfte der axialen Abmessung des Ableitrings ist. Ausserdem sind der Durchmesser d_2 der Aussenwand des Ableitrings turbinenradseitig und der Innendurchmesser d_1 des Profils des Turbinenrades derart, dass $\frac{d_2 - d_1}{2}$ zwischen 0,05 D und 0,15 D und vorzugsweise zwischen 0,08 und 0,11 D liegt, wobei D der Aussendurchmesser des Profils des Turbinenrades und des

909881/0839

M 6788

5

Pumpenrades ist.

Bei einer besonderen Ausführungsform der Erfindung besteht der Ableitring aus einem Stück mit den Schaufeln des Pumpenrades und kann beispielsweise an dieses angegossen sein.

Bei einer anderen Ausführungsform der Erfindung weist der Ableitring aussen axiale Nuten auf, in welche die Schaufeln des Pumpenrades eingreifen, und ist der Ableitring durch radiale Stege mit einem auf dem Pumpenrad zentrierten Ring verbunden.

Die erfindungsgemässe Anordnung gewährleistet bei den mit ihr ausgerüsteten Kupplungen, unabhängig von deren Füllungsgrad, einen regelmässigeren Betrieb vom Anfahren bzw. Anlaufen bis zur vollen Drehzahl, wobei, wenn die letztere einmal erreicht ist, der Schlupf gering und der Wirkungsgrad daher hoch ist. Ausserdem kann die Anordnung so getroffen werden, daß der Ableitring axial verlagert werden kann, um die ringförmige Verbindung den besonderen Betriebsbedingungen anzupassen, wodurch die Gebrauchsvielseitigkeit der erfindungsgemässen Kupplungen noch erhöht wird.

Die Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich ausserdem mit näheren Einzelheiten aus der nachfolgenden Beschreibung beispielsweise Ausführungsformen in Verbindung

909881/0839

M 6788

6

mit den beiliegenden Zeichnungen und zwar zeigen:

Fig. 1 eine Ansicht einer erfindungsgemässen hydraulischen Kupplung im Axialschnitt;

Fig. 2 und 3 Teilansichten im axialen Schnitt anderer Ausführungsformen;

Fig. 4 eine Seitenansicht der in Fig. 3 dargestellten Ausführungsform, gesehen in der Richtung der Pfeile IV-IV in Fig. 3;

Fig. 5 - 7 der Fig. 2 ähnliche Ansichten, von denen sich jede auf eine weitere Ausführungsform bezieht;

Fig. 8 eine Seitenansicht ähnlich der Fig. 4 für die in Fig. 7 dargestellte Ausführungsform;

Fig. 9 - 11 ebenfalls je eine weitere Ausführungsform der Erfindung.

Die in Fig. 1 dargestellte hydraulische Kupplung besitzt ein schalenförmiges Pumpenrad 10, dem ein schalenförmiges Turbinenrad 11 zugeordnet ist, um im Inneren eines Gehäuses 12 eine Arbeitskammer 13 zu bilden, welche mehr oder weniger

909881/0839

M 6788

7

mit einer nicht dargestellten Arbeitsflüssigkeit gefüllt ist. Das Pumpenrad 10 und das Turbinenrad 11 sind mit radialen Schaufeln 14 versehen. Das Gehäuse 12 ist drehfest mit einer nicht dargestellten Antriebswelle verbunden, während das Pumpenrad 10 mit dem Gehäuse 12 durch einen Passungsring 15 drehfest verbunden ist, der eine am Gehäuse 12 befestigte Hülse 16 umgibt, sowie durch eine Anordnung von Nutsapfen 17. In ähnlicher Weise ist das Turbinenrad 11 drehfest auf einer Abtriebswelle 18 angeordnet, die durch Wälzlager 19 und 20 zentriert ist.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform der Erfindung sind die Schaufeln 14 des Pumpenrades 10 zur Mitte durch einen Ableitring 21 begrenzt, der an das Pumpenrad 10 angegossen ist. Die Schaufeln 14 des Pumpenrades 10 erstrecken sich daher nur bis zur Aussenseite des Ringes 21, dessen Innenvolumen einen Ableitkanal 22 begrenzt.

Zwischen dem Kanal 22 und dem übrigen Pumpenrad 10 ist eine ringförmige Verbindung 24 vorgesehen. Ausserdem ist die Aussenwand 25 des Ringes 21 konisch, so daß seine Querschnitte senkrecht zur Achse in Richtung zu der ringförmigen Verbindung 24 fortschreitend zunehmen, während sein Endquerschnitt 26 einen Durchmesser D_1 wie das Profil des Pumpenrades hat, das den Arbeitskreis der Arbeitsflüssigkeit begrenzt und bei 23 über den Durchmesser D_1 hinaus in Richtung

909881/0839

M 6788

8

zu der Achse der Kupplung verlängert ist.

Bei der Überbelastung wird ein nicht vernachlässigbarer Teil der Arbeitsflüssigkeit durch den Kanal 22 abgeleitet, so daß er nicht am Kupplungsvorgang teilnimmt und das Überlastungsmoment daher gering ist. Dagegen gewährleistet, sobald der Schlupf abnimmt, der Ring 21 eine beschleunigte Entleerung des Kanals 22, da das Aussenprofil des Ringes durch Unterdruck eine Zwangsströmung durch die Verbindung 24 in der Richtung des Pfeils 28 hervorruft, welche Entleerung durch die Verlängerung 23 des Profils des Pumpenrades begünstigt wird.

Der Kanal 22 spielt daher die Rolle der herkömmlichen Ableitkammern, wird jedoch erfindungsgemäß sehr rasch abgeschaltet, so daß die Kupplung keinen starken Abfall des Drehmoments zwischen dem Überlastungsdrehmoment und dem Nenndrehmoment bei normaler Drehzahl kennt. In gleicher Weise wird beim Bremsen die Arbeitsflüssigkeit, welche das Bestreben haben würde, den Kanal 22 zu füllen, sofort durch Saugwirkung durch die Kammer 24 hindurch abgeleitet. Die Erprobung hat gezeigt, daß diese Betriebsmerkmale nur sehr wenig durch den Füllungsgrad beeinflusst wird und daß es vorteilhaft ist, daß der Durchmesser d_2 der Aussenwand des Ringes 21 turbinenradseitig und der Durchmesser am inneren Ende d_1 des Profils des Turbinenrades derart sind, daß

909881/0839

$\frac{d_2 - d_1}{2}$ zwischen 0,05 D und 0,15 D und vorzugsweise zwischen 0,08 D und 0,11 D liegt, wobei D der Durchmesser am äusseren Ende des Profils des Turbinenrades und des Pumpenrades ist.

Ferner ist zu erwähnen, daß die ringförmige Verbindung 24 eine axiale Abmessung, d.h. parallel zur Achse der Kupplung, hat, die höchstens gleich der Hälfte derjenigen des Ringes 21 ist.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 2 wird der Ring 21 von einer auf dem Pumpenrad 10 zentrierten Hülse 29 getragen, mit der er durch Stege 30 verbunden ist, die sich nicht über die volle axiale Abmessung des Ringes 21 erstrecken. Letzterer ist auf seiner Aussenseite mit Nuten 31 versehen, in welche die Schaufeln 14 eingesetzt sind. Ausserdem ist beispielsweise die ringförmige Verbindung 24 verengt. Bei den in Fig. 3 und 4 dargestellten Ausführungsformen erstrecken sich die Stege 30 über die volle axiale Abmessung des Ringes 21, welcher letzterer mit einer Aufnahmesackkammer 32 zusammenwirkt, von der er beim Anlaufen bzw. Anfahren die beschleunigte Entleerung sicherstellt, wie vorangehend beschrieben. Wie ersichtlich, ist diese Kammer 32 in vorteilhafter Weise profiliert.

Bei der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform ist der Ring 21 lediglich in der Nähe der axialen Kanten 14A der Schaufeln angeordnet. Der Endquerschnitt 26 weist jedoch, wie vor,

M 6788

einen Durchmesser auf, der grösser als der Durchmesser am inneren Ende des Profils des Pumpenrades ist, wobei zur Begünstigung des Kreislaufs der Arbeitsflüssigkeit in der Verbindung 24 das pumpenradseitige Ende der Innenwand des Ringes 21 in vorteilhafter Weise profiliert ist. Bei der Ausführungsform nach Fig. 6 sind die Stege 30 mit Verlängerungen 30A ausgebildet, die sich zumindest teilweise in die Aufnahmekammer 32 erstrecken, wodurch deren Entleerung beschleunigt wird.

Bei der in Fig. 7 und 8 dargestellten Ausführungsform ist der Ring 21 in Ringelemente 21A, welche mit den Schaufeln 14 aus einem Stück bestehen, und in Ringelemente 21B unterteilt, welche durch Stege 30 mit einer Hülse 29 verbunden und mit Bezug auf die Elemente 21A radial versetzt sind. Die Aussenwand der Elemente 21A ist in vorteilhafter Weise profiliert. Ausserdem sind zusätzliche Umlenkelemente 121 vorgesehen, welche ringförmig gebogen und mit der Hülse 29 durch Stege 130 verbunden sind. Diese Umlenkelemente 121 haben die Aufgabe, den Kanal 22 für eine verbesserte Führung der Arbeitsflüssigkeit in der erwähnten Kammer zu unterteilen.

In Abänderung hiervon können, wie in Fig. 9 und 10 schematisch dargestellt, die Umlenkelemente zusammenhängende Ringe sein. Es sind zwei solche Ringe vorgesehen, die mit

909881/0839

121A und 121B bezeichnet sind. Die Umlenkelemente 121A und 121B sind kegelige Teile, deren Konizität voneinander verschieden und zu der des Ringes 21 entgegengesetzt ist. Ihre axialen Abmessungen, ihre relativen Stellungen und ihre Konizität hängen vor allem davon ab, ob, wie bei der Ausführungsform nach Fig. 9, eine Aufnahmekammer 32 vorgesehen ist oder nicht, wie bei der Ausführungsform nach Fig. 10.

Die Ausführungsform nach Fig. 11 ist der in Fig. 6 dargestellten ähnlich, jedoch ist die Hülse 29 mit Bezug auf den Ring 21 axial versetzt.

Die Erfindung ist natürlich nicht auf die dargestellten und beschriebenen Ausführungsformen beschränkt, sondern kann innerhalb ihres Rahmens verschiedene Abänderungen erfahren.

Vor allem können, obwohl im vorangehenden Umdrehungsflächen beschrieben und dargestellt sind, innerhalb des Rahmens der Erfindung diesen Flächen verschiedene Durchmesser entsprechend verschiedenen Winkelquerschnitten gegeben werden.

Patentansprüche:

909881/0839

Dr. Expl.P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Hydraulische Kupplung mit einem Pumpenrad und einem Turbinenrad, die je mit radialen Schaufeln versehen sind und gemeinsam eine Arbeitskammer begrenzen, in welcher sich eine Arbeitsflüssigkeit befindet, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Schaufeln des Pumpenrades nur bis zur Aussenseite eines ringförmigen Ableitungsteils erstrecken, der nachfolgend als axialer Ableitring bezeichnet wird, dessen Aussenwand senkrecht zur Achse Querschnitte aufweist, die in der Richtung zum Innenprofil des Pumpenrades fortschreitend zunehmen und mit einem Querschnitt von einem Durchmesser wie das erwähnte Profil endet, das den Arbeitskreislauf der Arbeitsflüssigkeit begrenzt und über den erwähnten Durchmesser hinaus in der Richtung zur Achse der Kupplung verlängert ist, wobei eine ringförmige Verbindung zwischen der Innenwand des Pumpenrades und dem erwähnten Ring vorgesehen ist und das Innenvolumen des Ringes einen Ableitkanal bildet.

2. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet-

909881/0839

N 6788

net, daß der Durchmesser (d2) der Aussenwand des Ableitringes turbinenradseitig und der Durchmesser (d1) am inneren Ende des Profils des Turbinenrades derart sind, daß $\frac{d2 - d1}{2}$ zwischen 0,05 D und 0,15 D und vorzugsweise zwischen 0,08 D und 0,11 D liegt, wobei D der Aussendurchmesser des Profils des Turbinenrades und des Pumpenrades ist.

3. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die ringförmige Verbindung eine axiale Abmessung, d.h. parallel zur Achse der Kupplung, hat, die höchstens gleich der Hälfte der axialen Abmessung des Ableitringes ist.
4. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ableitkanal durch eine Aufnahmesackkammer verlängert ist.
5. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Aussenwand des Ableitringes kegelstumpfförmig ist.
6. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

M 6788

14

net, daß die Aussenwand des Ableitrings beispielsweise ringförmig profiliert ist.

7. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ableitring mit den Schaufeln des Pumpenrades aus einem Stück besteht.

8. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ableitring an der Aussenseite axiale Nuten aufweist, in welchen sich die Schaufeln des Pumpenrades erstrecken, und durch radiale Stege mit einer auf dem Pumpenrad zentrierten Hülse verbunden ist.

9. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ableitring in der Nähe der axialen Kante der Schaufeln des Pumpenrades angeordnet ist.

10. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Stege in die Aufnahmekammer verlängert sind.

11. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

909881/0839

-14-

zeichnet, daß der Ableitring radial in mindestens zwei abwechselnde Reihen von Ringelementen unterteilt ist, wobei die Elemente der einen Reihe zu den Elementen der anderen Reihe radial versetzt sind.

12. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ausserdem in dem Innenvolumen des Ableitringes mindestens ein ringförmiges Umlenkelement vorgesehen ist.
13. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das ringförmige Umlenkelement bzw. die ringförmigen Umlenkelemente kegelstumpfförmig sind.
14. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das ringförmige Umlenkelement bzw. die ringförmigen Umlenkelemente verschiedene Konizität haben.
15. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das ringförmige Umlenkelement bzw. die ringförmigen Umlenkelemente eine Konizität haben, die von derjenigen der Aussenwand des Ableitringes verschieden

ist.

16. Hydraulische Kupplung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eines der ringförmigen Umlenkelemente eine Konizität aufweist, die zu der der Aussenwand des Ableitrings entgegengesetzt gerichtet ist.

Für SOCIÉTÉ ANONYME FRANÇAISE DU FERODO

- 17 -
Leerseite

This Page Blank (uspto)

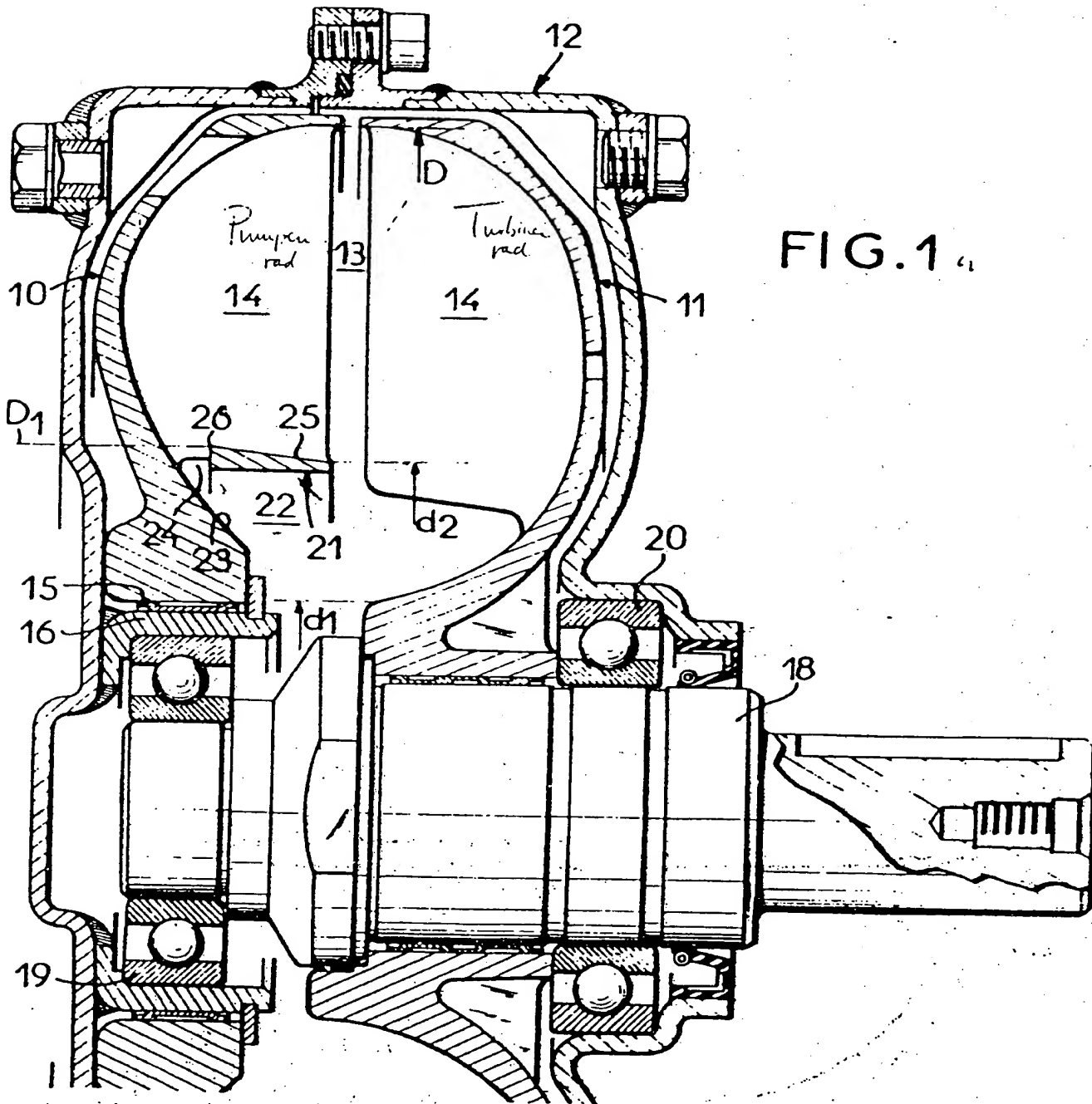


FIG. 1

Belegexemplar 1800062
Darf nicht geändert werden

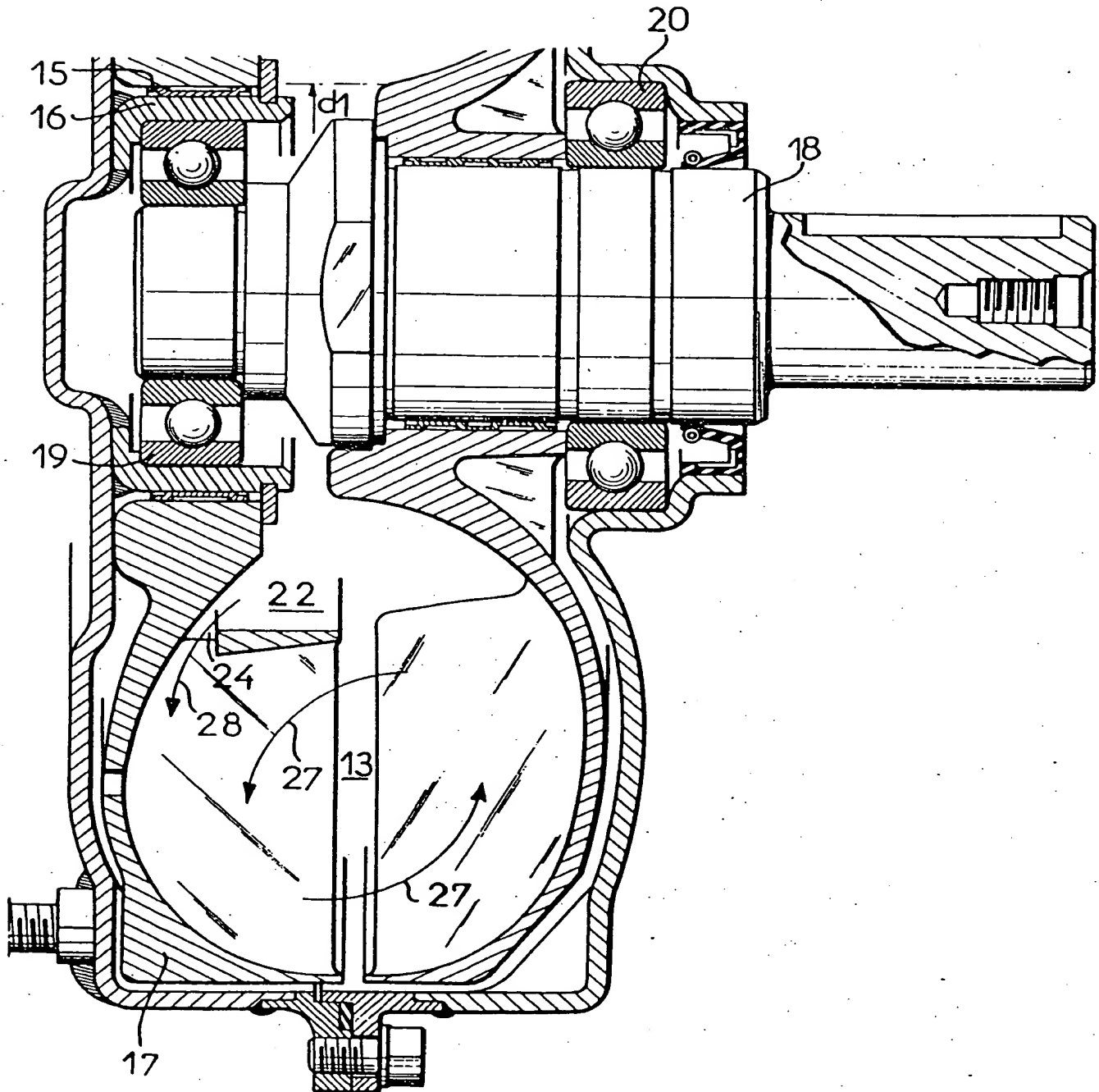


FIG.4

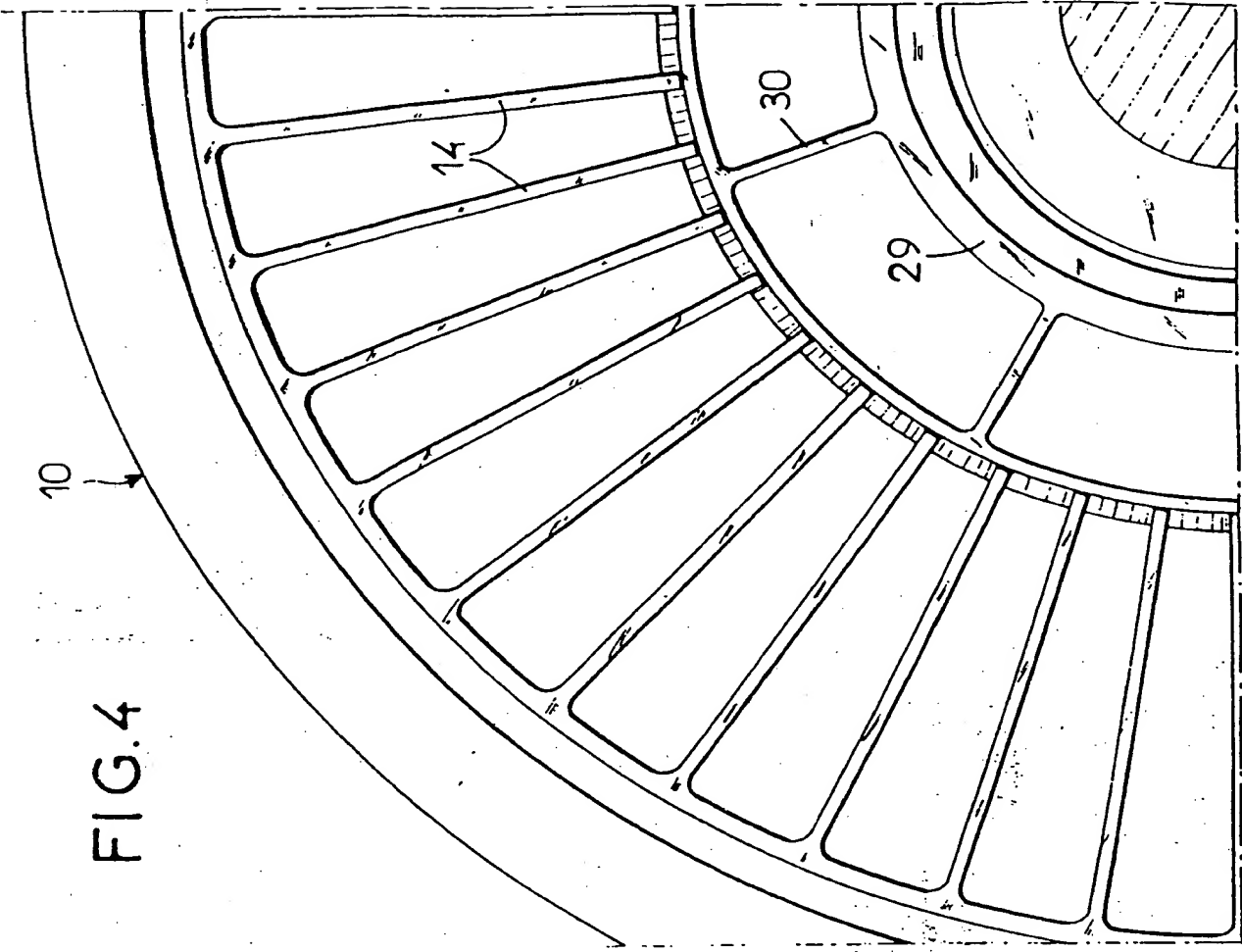
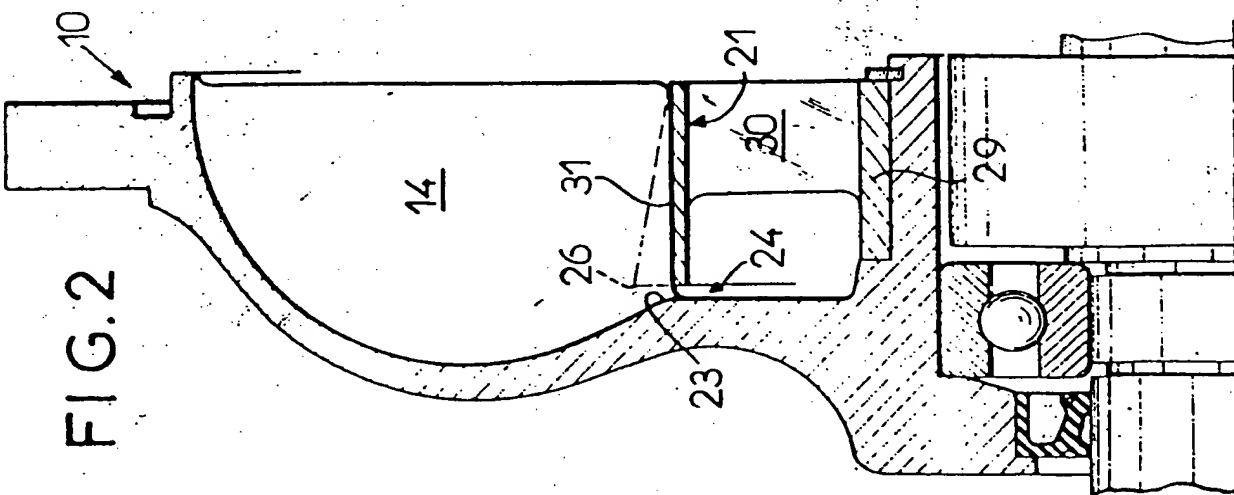


FIG.2

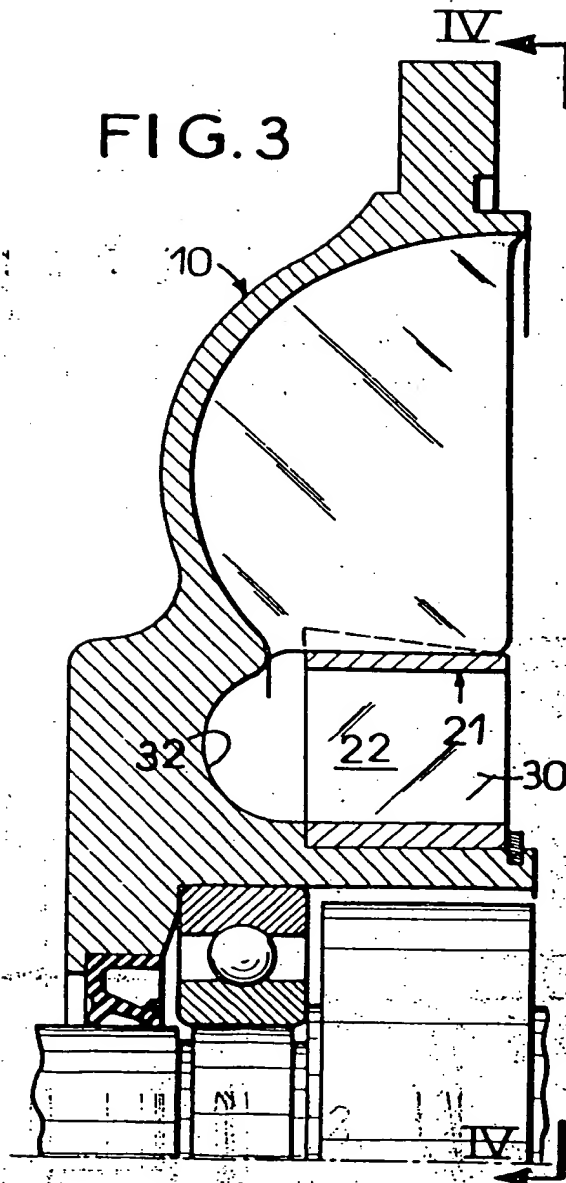


Beliebig
Darf nicht geändert werden

1600062

- 20 -

FIG. 3



909861/0839

169010000000

FIG. 5

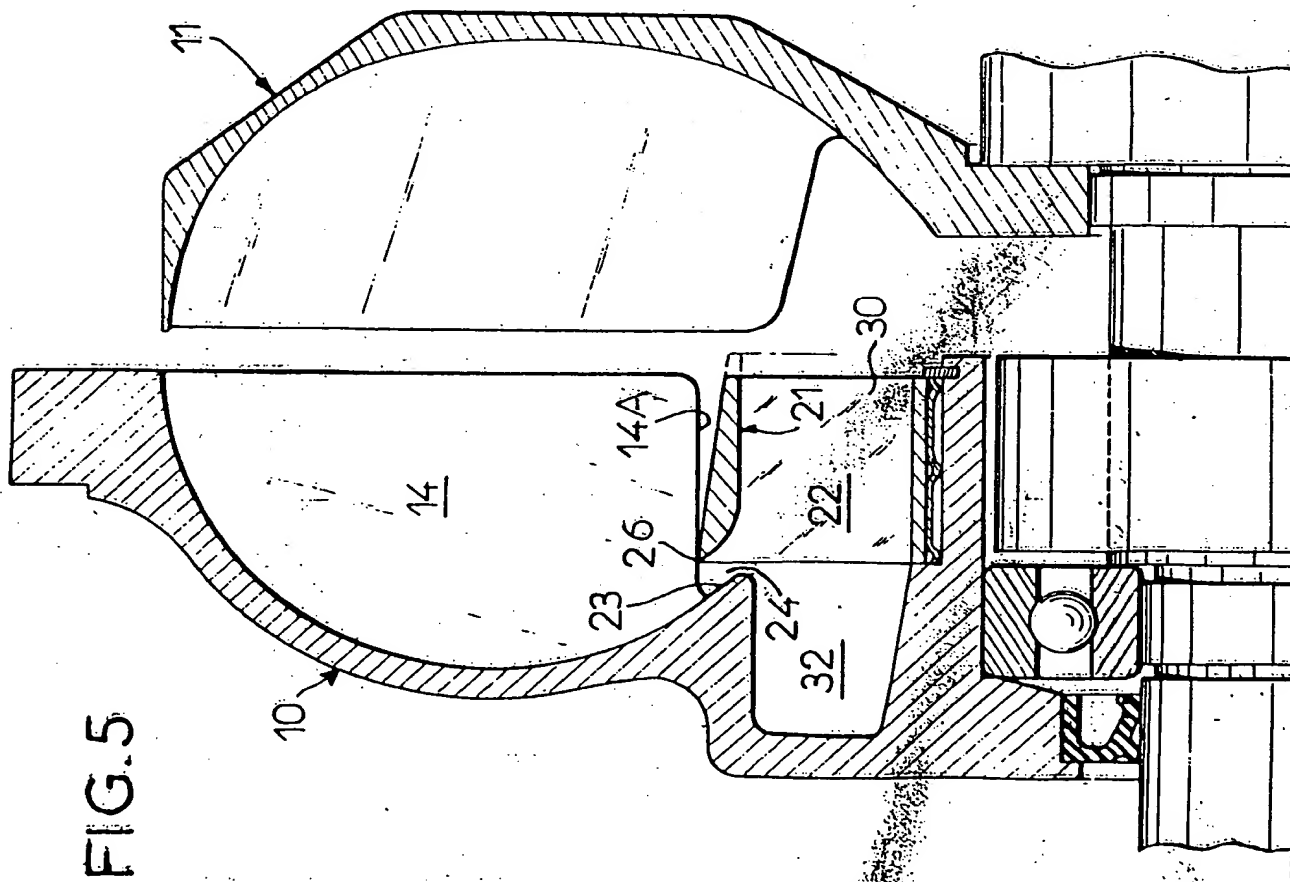
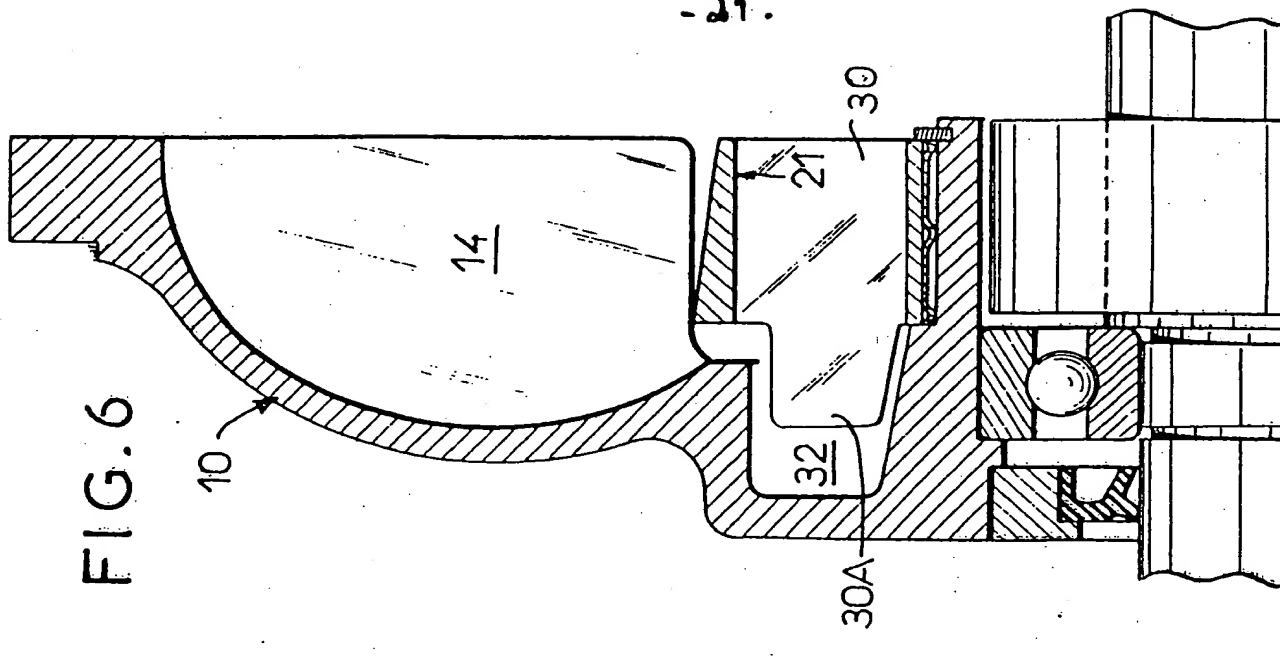


FIG. 6



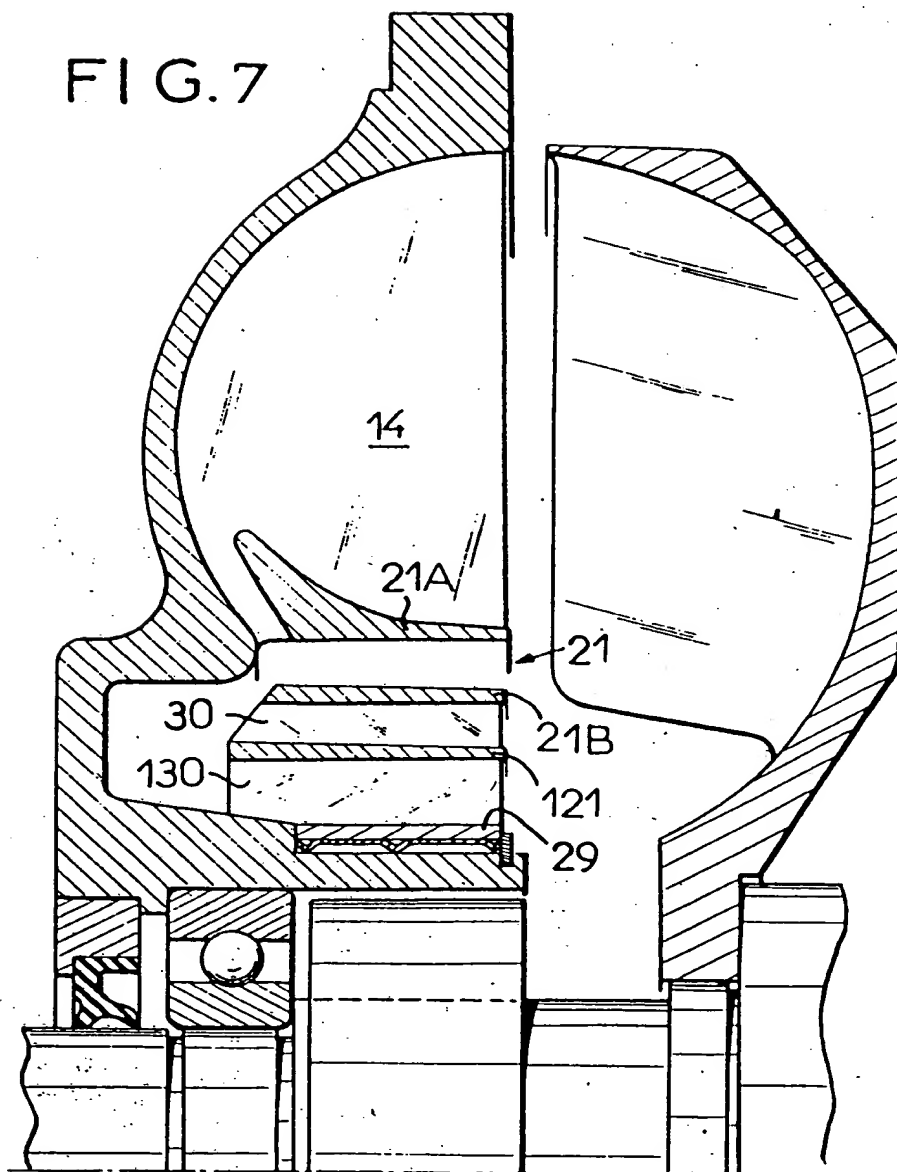
- 21 -

van niet geändert worden

1600062

909881/0839

FIG. 7

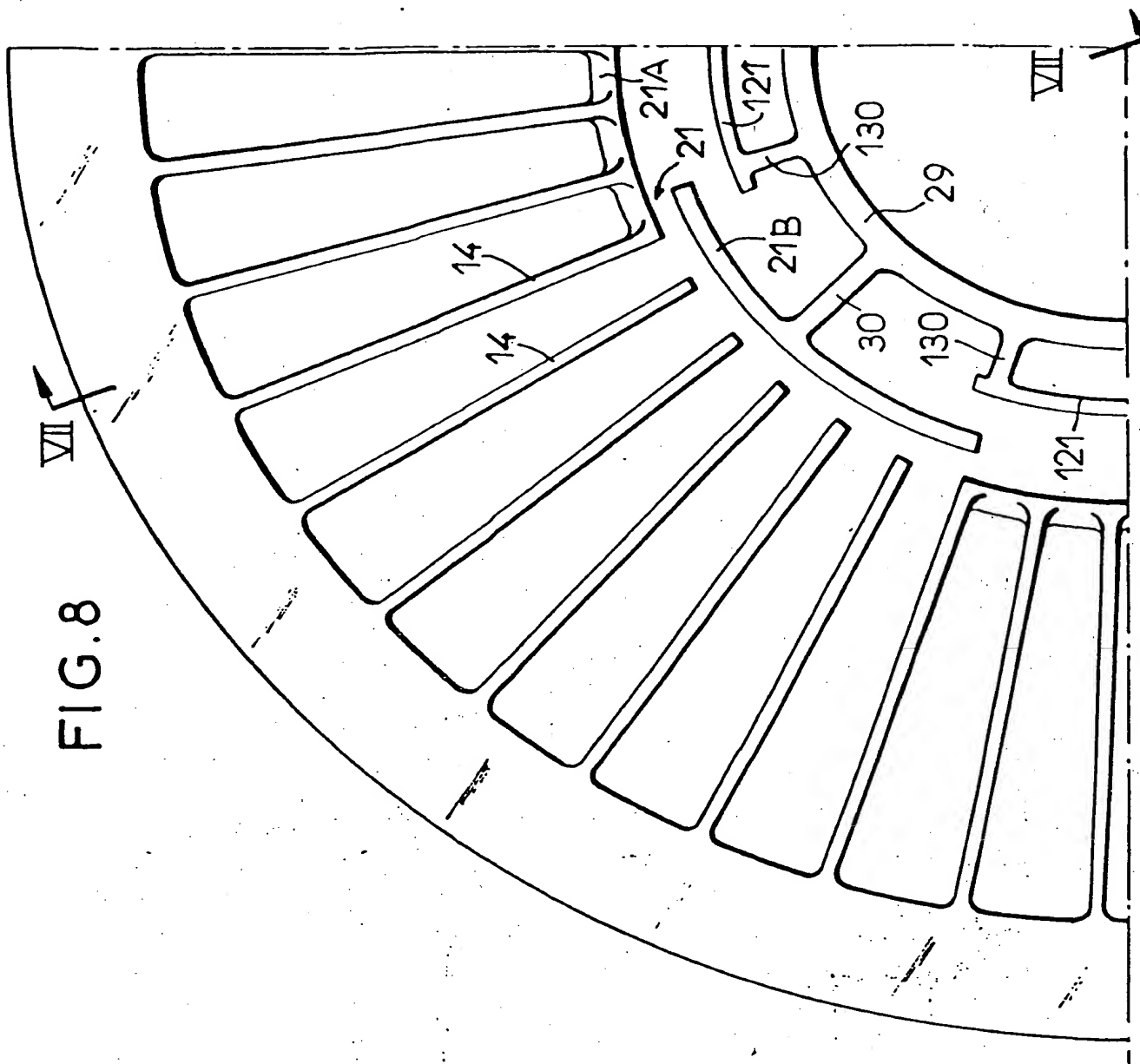


5800361

Belegexemplar
Darf nicht geändert werden

1600062

- 23 -



909881/0839

FIG.11

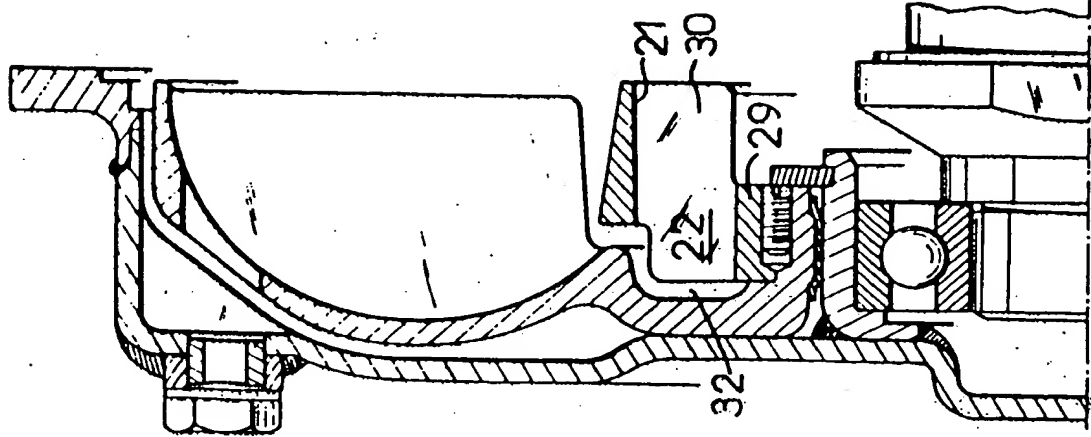


FIG.10

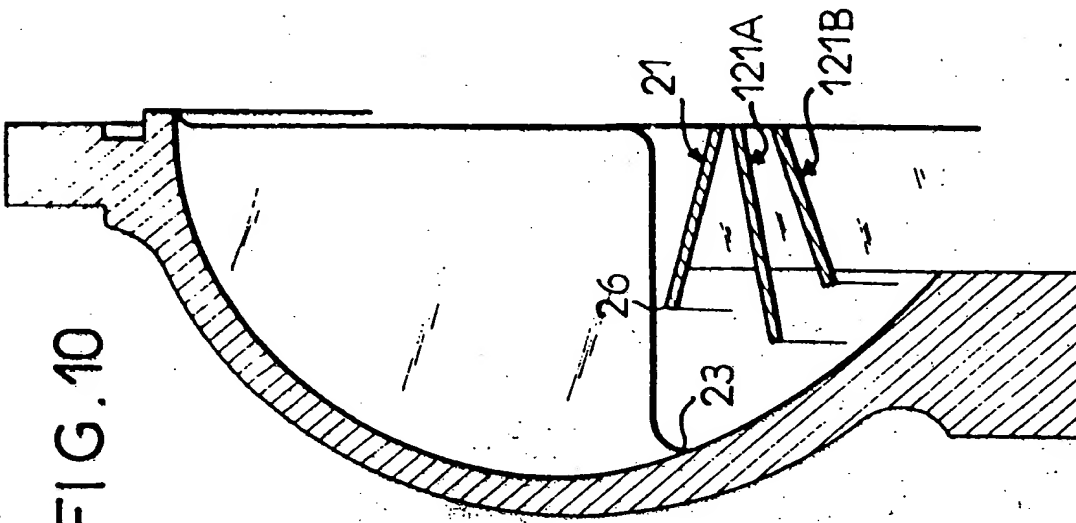
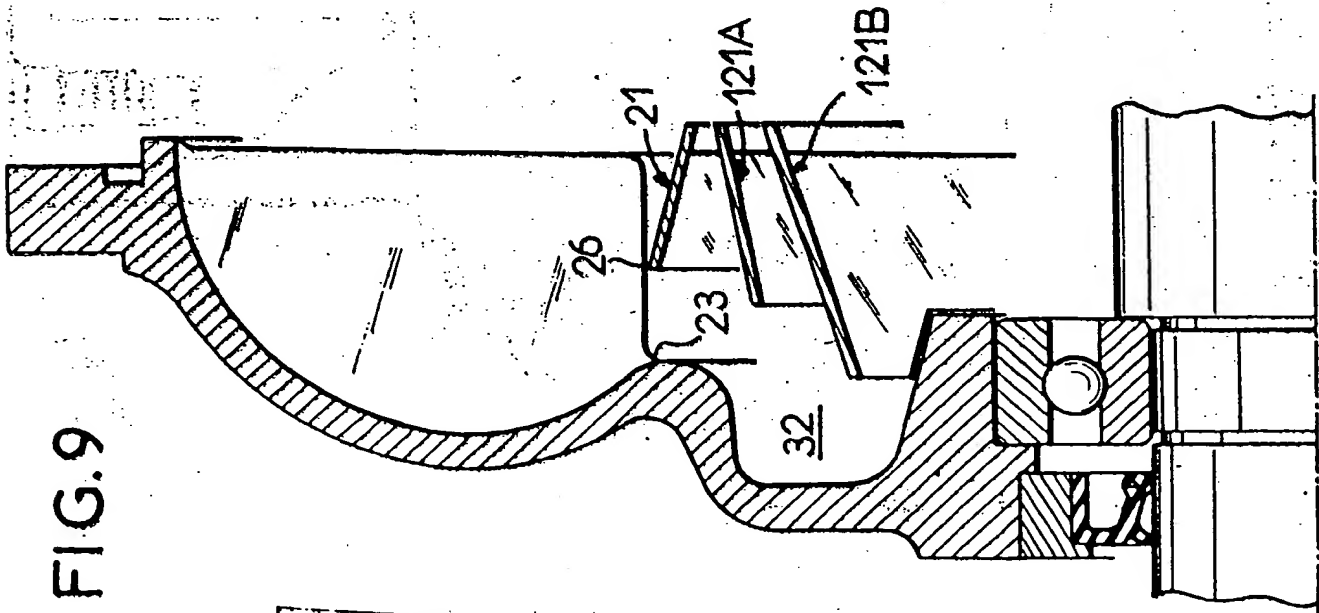


FIG.9



Darf nicht geändert werden

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)